



622.691.4.052

ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОТЫ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ПУТЕМ РАЗРАБОТКИ СМЕННОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ДЛЯ НАГНЕТАТЕЛЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА

OPTIMIZATION OF THE GAS TRANSPORT SYSTEM OPERATION BY DEVELOPING A REPLACEMENT FLOW PART FOR THE NATURAL GAS DISCHARGE

Богданец Сергей Владимирович, студент каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19.

Скороходов Александр Владимирович, старший преподаватель каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19.

Bogdanets Sergey V., Student at Department "Turbines and Engines", Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia.

Skorohodov Aleksandr V., Associate professor at Department "Turbines and Engines", Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia.

Аннотация: В данной работе представлено исследование эффективности работы газотранспортной системы. Описаны нюансы одного из самых эффективных методов оптимизации работы газоперекачивающих агрегатов в магистраль - проектирования сменной проточной части центробежного нагнетателя.

Abstract: This paper presents a study of the efficiency of the gas transportation system. The nuances of one of the most effective methods for optimizing the operation of gas-compressor units in the pipeline are described- the design of a replaceable flow part of a centrifugal supercharger.

Ключевые слова: центробежный нагнетатель природного газа; вычислительная газодинамика; сменная проточная часть; газотранспортная система.

Key words: centrifugal compressor of natural gas; computational fluid dynamics; replaceable flow-through part; gas transport system.

ПРОБЛЕМА

Газотранспортная система состоит из компрессорных станций, которые соединяют участки магистрального газопровода длиной в среднем равной 100 км. Возраст газотранспортной системы России составляет 50-55 лет. Конечно, спустя такой промежуток времени запасы газа старых месторождений исчерпываются, и соответственно уменьшаются расходы идущие по газопроводам.

В следствие этого газоперекачивающие агрегаты работают на режимах далеких от номинальных, с низким коэффициентом полезного действия. Соответственно газотранспортная система работает не эффективно, что ведет к существенному перерасходу топливно-энергетических ресурсов.

ВЕРОЯТНОЕ РЕШЕНИЕ

Известным решением этой проблемы является разработка сменной проточной части для центробежного нагнетателя природного газа. Необходимо разрабатывать характеристики сменной проточной части центробежного нагнетателя природного газа, позволяющие реализовать глубокое регулирование магистрального газопровода путем отключения компрессорных станций через одну. Эффективность работы газотранспортной системы определяется в первую очередь расходом топливного газа, потреблением электроэнергии, затратами на обслуживание и ремонт. Компрессорные цеха, обеспечивая повышение давления транспортируемого газа, одновременно являются дополнительным гидравлическим сопротивлением для газопровода, так как он имеет газоочистные устройства, сложную трубную обвязку с перекачивающей арматурой, аппараты

воздушного охлаждения газа после сжатия. Так для большого числа КЦ на расчетном режиме суммарные относительные гидравлические потери в оборудовании цеха оцениваются в 4,5%.

В следствие увеличения в два раза расстояния до предыдущей станции потребуются более высокие степени сжатия для сохранения номинального давления на выходе.

По предварительным подсчетам отключение одной компрессорной станции за счет введения новых проточных частей с большими степенями сжатия на компрессорной станции последующей за отключенной, приводит к экономии более 60 млн.рублей за 2018 год за счет снижения потребления топливно-энергетических ресурсов.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ

Проектирование сменной проточной части нагнетателя 235-24-1 осуществим в соответствии с методикой изложенной в [1], а также некоторыми рекомендациям [2], [3].

Для определения параметров проектирования сменной проточной части воспользуемся прогнозом на 2018 год об объемах транспортировки газа Томской ГТС. Согласно приведенным данным пиковый режим транспорта газа установится в мае 2018 года и потребует от сменной проточной части степени сжатия $\pi_k=1.85$.

Таким образом на номинальном режиме принимаем степень сжатия $\pi_k=1.85$; коммерческий расход газа $Q=6.1$ млн $\text{м}^3/\text{сут}$; конечное давление, значение которого диктуют параметры газопровода $P_k=5,5\text{МПа}$; частота вращения определена характеристиками привода-газотурбинный двигатель ДР-59Л, у которого свободная силовая турбина вращается с частотой $n=4800\text{об/мин}$.

Нагнетатель 235-24-1 двухступенчатый полнонапорный со степенью сжатия 1,44 (Рисунок 1). Для достижения степени сжатия 1,85 в том же корпусе необходимо увеличить количество ступеней до трех.

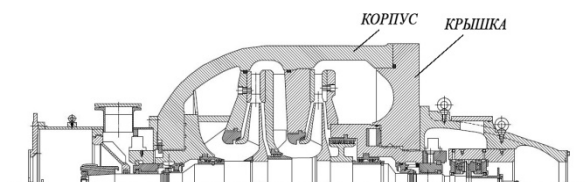


Рис. 1. Продольный разрез нагнетателя 235-24-1

При проектировании необходимо учесть то что, корпус нагнетателя должен остаться неизменным, так как для извлечения нагнетателя из обвязки (чтобы дополнительно фрезеровать корпус)

необходимы кардинальные, ресурсозатратные мероприятия, такие как отрезание трубопровода и демонтаж укрытий.

Конструкция корпуса диктует свои условия:

- корпус не имеет горизонтального разъема,
- сборка нагнетателя представляет собой осевую заводу составных элементов через отверстие с одной стороны корпуса, которое в собранном состоянии закрывается крышкой.

При такого вида сборке габариты закладываемых в корпус деталей жестко ограничены размерами корпуса.

В результате проведения расчетов получена проточная часть центробежного нагнетателя, состоящую из трех ступеней. Выбран лопаточный диффузор, для уменьшения радиальных размеров компрессора. Обратный направляющий аппарат выполнен с профилями постоянной толщины из-за отсутствия жестких ограничений по размерам в осевом направлении. Рассчитаны осевые усилия действующие на ротор нагнетателя (Рисунок 2).

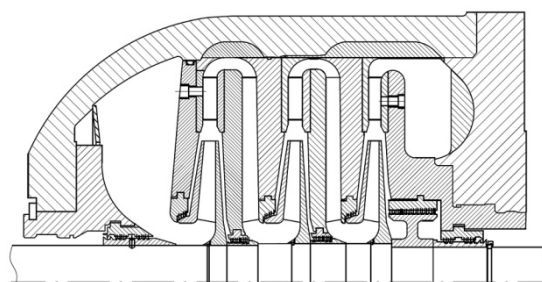


Рис. 2. Эскиз сменной проточной части нагнетателя 235-24-1

ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ

Дальнейшим этапом проработки сменной проточной части является расчет нагнетателя в программных комплексах вычислительной газодинамики. Современные инструменты численных методов позволяют получить результаты близкие к результатам натурных экспериментов, но за гораздо меньшее время и с гораздо меньшими ресурсозатратами.

Для построения модели тела тока нагнетателя был разработан генератор проточной части основанный на аналитических расчетах основных геометрических размеров. В результате работы генератора создаются необходимые для импорта файлы расширения .surge в сеткопостроитель TurboGrid. Средняя линия профиля всех лопаток центробежного нагнетателя (рабочего колеса, лопаточного диффузора, обратного направляющего аппарата) выполнена по дуге постоянного радиуса.

В генераторе сетки для газодинамического расчета турбомашин TurboGrid построены гексаэдральные сетки всех лопаточных элементов проточной части: 3 рабочих колеса (РК) (Рисунок 3), 3 лопаточных диффузора (ЛД), 2 обратных направляющих аппарата (ОНА). Количество ячеек на домен составляет 100 тыс. ячеек, 100 тыс. ячеек, 50 тыс. ячеек соответственно для РК, ЛД и ОНА.

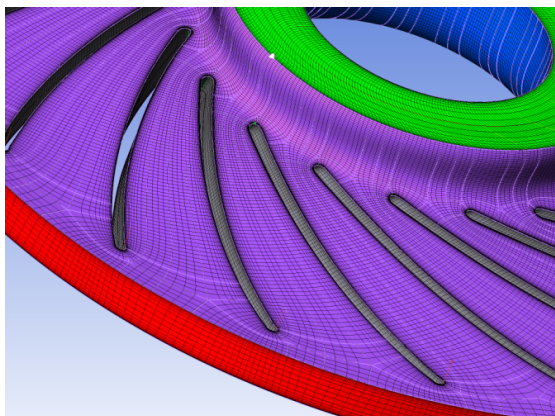


Рис. 3. Сетка рабочего колеса первой ступени

Дальнейшим шагом в численном решении является создание модели расчета. Все построенные сетки соединяются в одну проточную часть с помощью создания интерфейсов передачи данными между контактными поверхностями (Рисунок 4).

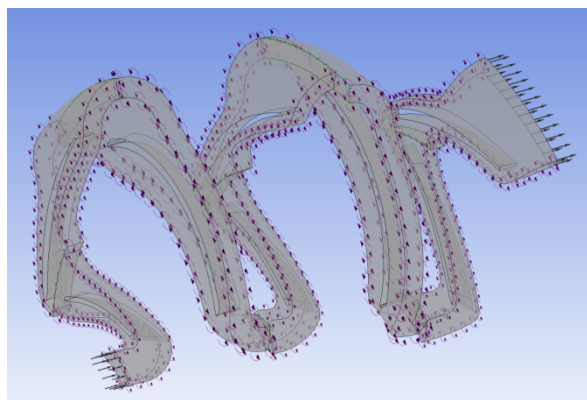


Рис. 4. Модель тела тока трехступенчатого нагнетателя

Задаемся граничными условиями: 1) на входе в РК1 устанавливаем полное давление, 2) на выходе из ЛД3 задаем статическое давление, 3) стенкам задаем граничное условие Wall. Для рабочих колес задаем вращение со скоростью 4800 об/мин. В результате расчета получаем характеристику нагнетателя $\epsilon=f(Q)$. Расчеты, полученные в Ansys CFX, позволяют определить характер течения рабочего тела в проточной части, срывные явления, все

параметры потока, эффективность работы компрессорной машины.

Основываясь на анализе расчетных данных, необходимо выполнить оптимизацию конструкции нагнетателя с целью увеличения его эффективности и расширения диапазона устойчивой работы.

Продолжением данной работы станут конструкторская проработка с учетом основных узлов (подшипников и уплотнений), прочностные расчеты аналитическим и численным методами; анализ вибрационного состояния, разработка технологии изготовления и монтажа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ваяшов А.Д., Кустиков Г.Г. Расчет и конструирование центробежных компрессорных машин: Учеб. пособие. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. – 208 с.
2. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров: Термогазодинамические расчеты. –Л: Машиностроение. Ленингр. отд-ние. 1980. - 232 с., ил.
3. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. М. - Л., Изд. "Машиностроение", 1964. 336 с. с ил.